

4. Програма та методика стаціонарних випробувань по скиданню з клинів рухомого складу: ДНДЦ.ГК.М01-2013 [Текст] / К.: ДНДЦ УЗ, 2013. – 22 с.
5. Pourazady, M. Measurement of Structural Damping and Equivalent Mass of a Vibrating Beam [Text] / M. Pourazady. – The University of Toledo. – Available at: http://www.eng.utoledo.edu/mime/faculty_staff/faculty/mpouraza/MIME3360/lecture3s11.pdf
6. Worth, J. B. Experimental determination of modal damping from full scale testing [Text] / J. B. Worth, J. H. Lee, B. Davidson // 13th World Conference on Earthquake Engineering. – Vancouver, B.C., Canada, 2004.
7. Бородин, Н. Н. Динамические характеристики конструктивных элементов горношахтного оборудования на основе композитов с железосодержащими отходами [Текст] / Н. Н. Бородин // Известия Тульского государственного университета. Естественные науки. – 2009. – № 1. – С. 193–200.
8. Федосов, В. П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW [Текст] / В. П. Федосов, А. К. Нестеренко. – Москва: ДМК Пресс, 2007. – 256 с.
9. Гутников, В. С. Фильтрация измерительных сигналов [Текст] / В. С. Гутников. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. – 192 с.
10. Бендат, Дж. Прикладной анализ случайных данных [Текст] / Дж. Бендат, А. Пирсол; пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 540 с.
11. Бабак, В.П. Обработка сигналов [Текст] / В. П. Бабак, В. С. Хандецкий, Е. Шрюфер. – К.: Либідь, 1999. – 496 с.
12. Inman, D. J. Engineering Vibration [Text] / D. J. Inman. – Hardcover, 2007.

В статті розглядаються методи розрахунку та оптимізації різного типу динамічних гасників коливань маятникового типу для зменшення вібрації подовгастих елементів. Представлені дискретно-континуальні моделі динаміки великогабаритних подовгастих елементів на базі теорії балки Тимошенка з приєднаними дискретними елементами. Розроблено методіку оптимізації динамічних гасників коливань при гармонійному та ударному змушенні

Ключові слова: динамічний гасник коливань, балка Тимошенка, подовгастий елемент, оптимізація

В статье рассматриваются методы расчета и оптимизации различного типа динамических гасителей колебаний маятникового типа для уменьшения вибрации продолговатых элементов. Представлены дискретно-континуальные модели динамики крупногабаритных продолговатых элементов на базе теории балки Тимошенко с присоединенными дискретными элементами. Разработана методика оптимизации динамических гасителей колебаний при гармоническом и ударном возбуждении

Ключевые слова: динамический гаситель колебаний, балка Тимошенко, продолговатый элемент, оптимизация

УДК 621.302:621.314.1

DOI: 10.15587/1729-4061.2014.28169

ЗАСТОСУВАННЯ РІЗНОГО ТИПУ МАЯТНИКОВИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ

В. Є. Мартин

Здобувач*

Б. М. ДівеєвКандидат технічних наук, доцент
Кафедри «Транспортні технології»*

E-mail: divboglvi@yahoo.com

І. Р. Дорош

Кандидат фізико-математических наук

ПП «Дора»

вул. Городоцька, 197, м. Львів, Україна, 79015

*Національний університет «Львівська політехніка»

вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

1. Вступ

Вібрація в машинах і спорудах відіграє негативну роль, за виключенням класу машин, що використовують вібрацію для здійснення технологічних процесів (вібротранспортери, віброушлінювачі, віброоброблювальні машини, тощо). Вібрація діє негативно як на споруди та машини, так і на людину. Близько 70 % конструкцій руйнуються внаслідок впливу вібрації. Небезпечна вібрація і для організму людини. Вона викликає різноманітні захворювання і значно знижує рівень комфортності навіть при незначних амплітудах коливань. Ефективним способом зменшення рівнів вібрації

є динамічний гасник коливань (ДГК). ДГК широко застосовуються в техніці [1–4]. ДГК бувають різних типів. Однак основний принцип функціонування ДГК – це поглинання вібраційної енергії за рахунок приєднання до основної конструкції додаткових мас на пружинах. При відповідному налаштуванні ці маси інтенсивно коливаються і поглинають значну частину енергії.

2. Аналіз літературних даних

ДГК поділяються на пасивні, активні та напівактивні. Пасивні ДГК можна в першому наближенні вва-

жати еквівалентними масі на пружині. Активні ДГК містять додаткове джерело енергії, яке діє у протифазі зі збурюючою силою. Напівактивні (адаптивні) ДГК містять ланку керування пружним або демпфуючим елементом. Проте два останні різновиди неодмінно використовують як конструктивний елемент деякий пасивний ДГК. Тобто, у всіх випадках при розв'язанні задачі оптимального проектування ДГК виникає задача оптимізації його конструкції. Проте при широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Пасивні ДГК довгий час широко використовуються у будівництві для захисту висотних споруд від вітрових та сейсмічних навантажень [4, 5]. Широко застосовуються ДГК маятникового типу.

Досить велику увагу питання оптимізації ДГК привертають і в останній час. Як приклад, можна навести роботи опубліковані порівняно недавно. У праці [6] розглянуто різні типи ДГК: одномасовий, двомасовий, та континуальний. Показана перевага двомасового ДГК над одномасовим та континуального над решту. Дещо інша конструкція ДГК розглядається в роботі [5]. У [6] досліджується балка Ейлера з декількома пружинними ДГК. Для аналізу вібрацій балок з різними додатками запропоновані різні класичні аналітичні методи [7, 8]. Аналізуючи ці роботи, можна зробити висновок, що роботи, де досліджуються подовгасті змінного перерізу елементи з приєднаними ДГК складної конструкції, не зустрічаються.

Одна з небагатьох робіт, де розглядаються питання оптимізації ДГК не на резонансі базисної системи – це [9]. В ній розглядаються амортизатори, що містять проміжкові інерційні елементи – ДГК. Показано значне покращення віброізоляції у діапазоні частот 500–3000 Гц.

Для дослідження задач розрахунку та оптимізації ДГК комбінованого типу раніше отримані розрахункові схеми та алгоритми оптимізації, огляд яких можна знайти у [10, 11]. На відміну від попередніх досліджень [4–6] та [10, 11], у даній роботі додатково проаналізовані ДГК з декількома ударними масами. Вони виявилися більш ефективними.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є оптимальне проектування ДГК для подовгастого елемента конструкції для того щоб збільшити його довговічність, зменшити амплітуду коливань. Задачами, що вирішувались для досягнення поставленої мети, було обрано: оптимізація вібропоглинаючих властивостей ДГК у достатньо широкому частотному діапазоні, застосування декількох ударних мас у ДГК для підвищення його ефективності. Його ефективність зростає.

4. Постановка проблеми та схема рішення на основі моделі балки Тимошенка для подовгастого елемента

Часто конструкцію можна схематизувати при розрахунку вібраційних навантажень як з'єднання одного континуального елемента з декількома дискретними (рис. 1).

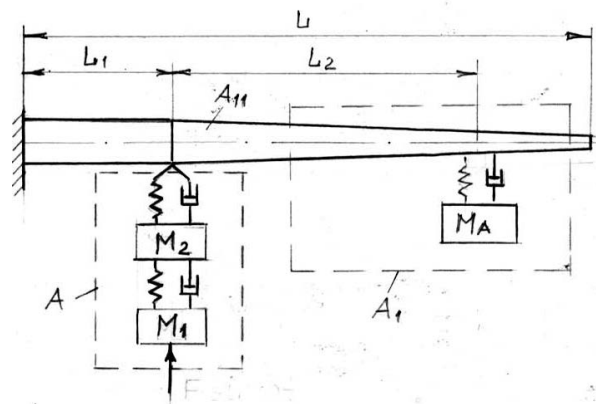


Рис. 1. З'єднання одного континуального елемента з декількома дискретними

Розглянемо випадок, коли до подовгастого континуального елемента A_c приєднані деякі дискретні елементи не лише на краях, але й у точках X_i посередині прольоту. Можна застосувати як координатні функції деяку систему функцій, що задані одним аналітичним виразом на всій довжині A_c . При розгляді конструкційних подовгастих елементів, що мають складний переріз більш адекватною, особливо при динамічному навантаженні, є розрахункова схема (Р. С.), що базується на балці Тимошенка [3]. В цій Р. С. для одновимірного континуального елемента приймається гіпотеза

$$U(X, Y, Z, t) = \gamma(x, t) \cdot Z, \quad W(X, Y, Z, t) = w(x, t). \quad (1)$$

При підстановці цих співвідношень у варіаційне рівняння принципу Гамільтона-Остроградського отримуємо таке співвідношення

$$\int_0^L \left(EI \frac{\partial \gamma}{\partial x} \delta \frac{\partial \gamma}{\partial x} + GF \left(\gamma + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \delta \gamma + \rho I \frac{\partial^2 \gamma}{\partial t^2} \delta \gamma + GF \left(\gamma + \frac{\partial W}{\partial x} \right) \delta \frac{\partial W}{\partial x} + \rho F \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \delta W \right) dx = F, \quad (2)$$

де F – це зусилля викликані як реакціями в затисненнях, так і активними зовнішніми збуреннями та пасивними інерційними від приєднаних до A_c жорстких масивних тіл A_m^i . За координатні функції можна вибрати відрізки степеневих рядів. Візьмемо такі розклади:

$$\gamma(x, t) = \sum_1^N q_i(t) \gamma_i(x), \quad w(x, t) = \sum_1^N p_i(t) \gamma_i(x). \quad (3)$$

При підстановці (3) в (2) із врахуванням (1) отримаємо систему звичайних диференціальних рівнянь на невідомі функції q, p

$$M_\gamma \frac{d^2 \vec{\gamma}}{dt^2} = K_\gamma^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_\gamma^w \cdot \vec{w}; \quad M_w \frac{d^2 \vec{w}}{dt^2} = K_w^\gamma \cdot \vec{\gamma} + K_w^w \cdot \vec{w} + \vec{j}. \quad (4)$$

Рівняння (4) записані для балки без ДГК. У випадку приєднання різного типу ДГК (рис. 2) треба врахувати додаткові члени. У випадку маятникового ДГК (рис. 2, б) варіації додаткових кінетичної K_m та потенціальної енергії U_m будуть

$$\delta K_m = M \left(\frac{\partial X_m}{\partial x} \delta \left(\frac{\partial X_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial Y_m}{\partial x} \delta \left(\frac{\partial Y_m}{\partial x} \right) \right),$$

$$\delta U_m = -MgL_m \sin(\phi), \quad (5)$$

где L_m – довжина маятника, M – його маса, ϕ – кут повороту маятника.

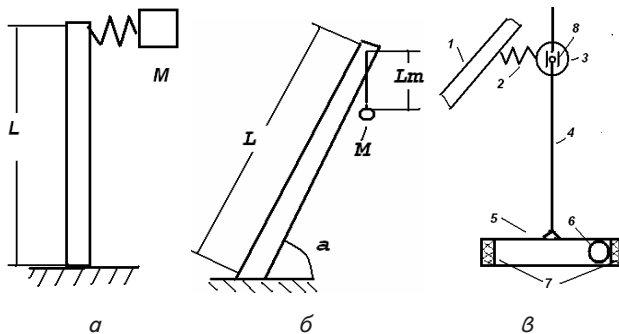


Рис. 2. Різні типи ДГК: а – одномасовий: маса на пружині; б – простий маятниковий mast; в – маятниковий з додатковими елементами

Розглянемо більш докладно ДГК з ударною масою. Для маятника з ударною масою (рис. 2, в) додаткові величини кінетичної та потенціальної енергії ударної маси будуть

$$K_{amx} = M_x \times$$

$$\times \left(\frac{dx_x^2}{dt} + 2 \frac{dx_a}{dt} \left(-x_x \sin \phi \frac{d\phi}{dt} + \cos \phi \frac{dx_x}{dt} \right) + 2L \frac{dx_x}{dt} \frac{d\phi}{dt} \right),$$

$$\delta U_x = -M_x g \sin \phi \delta x_x - M_x (L \sin \phi + x_x \cos \phi) \delta \phi, \quad (6)$$

где x_a – переміщення точки підвісу маятника, x_x – переміщення ударної маси.

Врахуємо варіацію енергії змінання пружних вставок при ударі маси

$$\delta U_v = -K_v (x_x - A) \delta x_x, x_x > A; \quad \delta U_v = 0 \quad x_x < A. \quad (7)$$

При врахуванні рівнянь (6)–(7) отримуємо систем му нелінійних рівнянь

$$[M_R] \frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} + F(\vec{R}) = \vec{r}, \quad (8)$$

где $[M_R]$ – повна матриця інерції, F – нелінійна векторна функція від аргументів $\vec{R} = (q, p, X_m, Y_m, x_a, x_x)$.

5. Числові результати. Оптимальне проектування

Розглянемо оптимізацію ДГК з ударною масою (рис. 2, в). Вар'ювалися такі параметри ДГК: M_x – додаткова ударна маса; A – кліренс ударної маси; Dx – демпфування ударної маси; DGx – демпфування в пружних вставках; L – довжина маятника; DM – демпфування у шарнірному вузлі закріплення маятника;

Да – демпфування у додатковій пружині; Ка – жорсткість додаткової пружини; CiL – цільова функція. Загальна маса ДГК – 8 кг. Вага вузла закріплення ДГК – 1 кг. Також, при фіксації деяких параметрів, отримуємо ДГК типу.

Для оптимізації застосовувався метод випадкового пошуку – генетичний алгоритм [12].

На рис. 3 показано результати оптимізації різних ДГК (рис. 2, а – цільова функція; рис. 2, б – характер коливань).

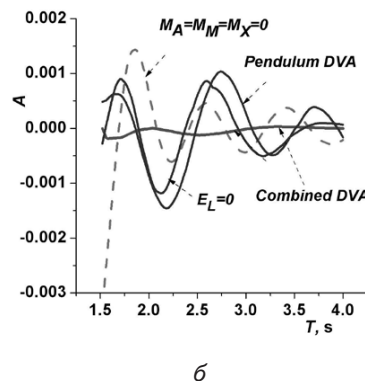
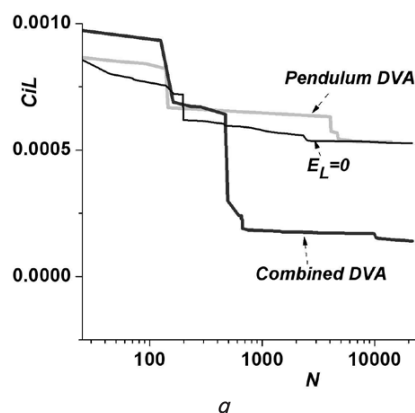


Рис. 3. Результати оптимізації різних ДГК: пружного типу ($E_L=0$), маяткового (Pendulum DVA) і комбінованого (Combined DVA): а – цільові функції; б – характер коливань при початковому ударному збуренні через 1.5 с

Тут за цільову функцію вибиралося максимальне відхилення кінця балки при ударному збуренні після деякого проміжку часу.

$$CiL = \text{MAX}(W(t))_{t>T_0}, \quad (9)$$

де T_0 – деяке значення часу, коли закінчується перший півцикл коливання, оскільки максимальне первинне відхилення однакове у всіх випадках. У даному випадку $T_0=1.5$ с. Як видно на рис. 3, а, комбінований ДГК значно переважає решту за своїми демпфуючими властивостями. Він також більш компактний.

Розглянемо ДГК з додатковими ударними масами (рис. 4).

Система (8) поповнюється додатковими рівняннями на ці маси

$$m_{xi} \frac{d^2 u_{xi}}{dt^2} + \frac{m_{xi}}{R_{xi}} (u_{xi} - u_A) - k_{xi} F_i (u_M - u_{xi}) = 0. \quad (10)$$

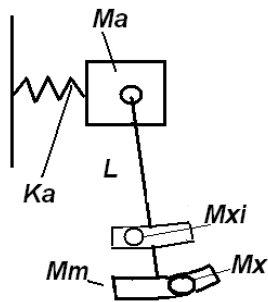


Рис. 4. ДГК з додатковими ударними масами

Розглянемо два випадки: ударні маси по 2 кг рівні між собою, ударні маси нерівні, і в сумі становлять 4 кг. Ці переміщення наведено на рис. 5

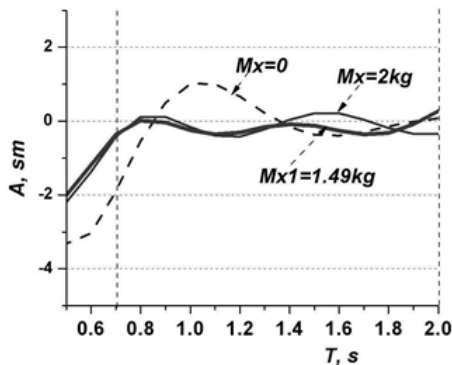
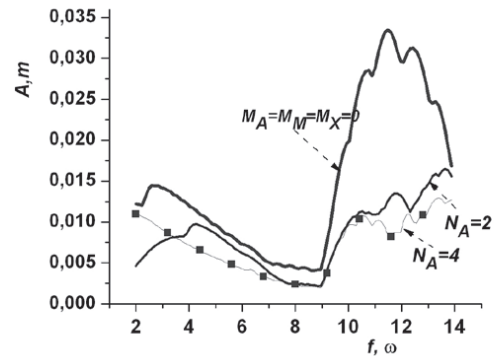


Рис. 5. Результати оптимізації різних ДГК

Можна зауважити, що змінні ударні маси сприяють затуханню коливань.

Розглянемо тепер оптимізацію системи ДГК у діапазоні частот. Це потрібно, наприклад, коли резонансна частота базисної системи та основна частота зовнішнього збурення значно різняться. На рис. 6 показані оптимізовані АЧХ для дво- та чотиримасової системи ДГК. Тут збурення задається як сума гармонійного та деякого синусоїдально профільованого збурення.

$$F = A_1 \sin(\omega t) + A_2(\omega) \sin(\omega t). \quad (11)$$

Рис. 6. Оптимізовані АЧХ для дво- ($N_A=2$) та чотиримасової ($N_A=4$) системи ДГК

Тут резонанс базисної системи знаходиться в околі 0.5 Гц, а зовнішнє збурення (синусоїдальний шум) в околі 2 Гц. Можна зауважити, що чотири масова система більш ефективна у ширшому діапазоні частот. Загальна маса ДГК тут рівна 4 кг.

6. Висновки

Для зменшення рівнів вібрації машин з подовгастими елементами доцільно застосовувати ДГК. Для вирішення інженерної задачі оптимального проектування конструкції ДГК треба вирішити ряд інженерних задач: оптимізація вібропоглинаючих властивостей ДГК в достатньо широкому частотному діапазоні, довговічність конструкції, габарити, вартість. Для подовгастого елемента наведено приклад конструкції малогабаритного комбінованого ДГК, що має перевагу над рядом широкоживаних при ударному збуренні. При застосуванні декількох ударних мас у ДГК його ефективність зростає. Ця конструкція ДГК може бути застосована і як основа конструкції адаптивних ДГК.

Література

1. Вибрации в технике. Т. 6. Защита от вибрации и ударов [Текст] / М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
2. Den Hartog, J. P. Mechanical Vibrations [Text] / J. P. Den Hartog; 4th edition. – Mc Graw-Hill, New York, 1956.
3. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С. П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
4. Корнев, Б. Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения [Текст] / Б. Г. Корнев, Л. М. Резников. – М.: Наука, 1988. – 304 с.
5. Klein, H. W. A new vibration damping facility for steel chimneys [Text] : Proc. Conf. / H. W. Klein, W. Kaldenbach // Mechanics in Design, Trent University of Nottingham, UK, 1998. – P. 265–273.
6. Dahlberg, T. On optimal use of the mass of a dynamic vibration absorber [Text] / T. Dahlberg // Journal of Sound and Vibration. – 1989. – Vol. 132, Issue 3. – P. 518–522. doi: 10.1016/0022-460x(89)90645-7
7. Gurgoze, M. On the alternative formulations of the frequency equations of a Bernoulli–Euler beam to which several spring–mass systems are attached in span [Text] / M. Gurgoze // Journal of Sound and Vibration. – 1998. – Vol. 217, Issue 3. – P. 585–595. doi: 10.1006/jsvi.1998.1796
8. Bambill, D. V. Forced vibrations of a beam elastically restrained against rotation and carrying a spring–mass system [Text] / D. V. Bambill, C. A. Rossit // Ocean Engineering. – 2002. – Vol. 29, Issue 6. – P. 605–626. doi: 10.1016/s0029-8018(01)00042-7
9. Ricardo, Yu. D. Control of internal resonances in vibration isolators using passive and hybrid dynamic vibration absorbers [Text] / Yu. D. Ricardo, A. Burdisso, E. Nikolaidis // Journal of Sound and Vibration. – 2005. – Vol. 286, Issue 4-5. – P. 697–727. doi: 10.1016/j.jsv.2004.10.022

10. Diveyev, B. Different type vibration absorbers design for beam-like structures [Text] / B. Diveyev, I. Vikovych, I. Dorosh, I. Kernyskyyy // Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, 2012. – P. 1499–1506.
11. Sava, R. Optimization Of Dynamic Vibration Multy-Absorber [Text] : monografia / R. Sava, I. Kernyskyyy, B. Divejev. – Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Seria: Transport. Politechnika Rzeszowska. Rzeszów, 2013. – P. 173–180.

Проведено аналіз існуючих методів визначення статичної твердості деревини, показано їх основні переваги та недоліки. Встановлено, що до найбільш перспективних методів визначення статичної твердості деревини відносять структурний метод, методи Брінелля та Янка. На основі методу аналізу ієрархії було визначено пріоритетні характеристики методів визначення твердості деревини, які потребують першочергового поліпшення

Ключові слова: аналіз, будівництво, визначення, деревина, дослідження, метод, порівняння, пріоритет, твердість, характеристика

Проведен обобщенный анализ существующих методов определения статической твердости древесины, показаны их основные преимущества и недостатки. Установлено, что к наиболее перспективным методам определения статической твердости древесины относятся структурный метод, методы Бринелля и Янка. На основе метода анализа иерархии были определены приоритетные характеристики методов определения твердости древесины, которые требуют первоочередного улучшения

Ключевые слова: анализ, строительство, определение, древесина, исследования, метод, сравнение, пріоритет, твердость, характеристика

УДК 674.031.1/3

DOI: 10.15587/1729-4061.2014.27908

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ ТВЕРДОСТІ ДЕРЕВИНИ

О. П. Космач

Кандидат технічних наук, асистент*

E-mail: alexkos86@gmail.com

А. В. Кадик*

E-mail: ghostik2308@yandex.ua

*Кафедра технологій

машинобудування та деревообробки

Чернігівський національний

технологічний університет

вул. Шевченка 95, м. Чернігів, Україна, 14027

1. Вступ

Достовірне визначення комплексу фізико-механічних показників матеріалів, зокрема різних порід деревини відіграє важливу роль при вивченні процесів, які пов'язані з виготовленням продукції, міцністю, стійкістю, теплопровідністю, звукоізоляцією та ін. Такі дослідження дозволяють встановити стійкі зв'язки між фізико-механічними показниками деревини та процесами, які супроводжують процеси формоутворення поверхонь, їх деформування, різання, зміцнення, з'єднання та ін. До одного з таких фізико-механічних показників деревини відносять її твердість. Використання існуючих методів визначення твердості деревини залежить від багатьох факторів, наприклад, якості випробувальних зразків та їх розмірів, часу випробування, обладнання та ін. Порівняння даних методів може бути реалізоване за комплексом характеристик, які притаманні існуючим методам визначення фізичних або механічних величин. В зв'язку з цим виявлення методів визначення твердості деревини, які мають суттєві переваги над іншими методами з використанням їх кількісної оцінки є достатньо актуальною задачею. Такі дослідження дозволяють сформулювати

у дослідників напрямки подальшим теоретичних та експериментальних досліджень, які пов'язані з визначенням твердості деревини, а також інших пружних або пружно-пластичних м'яких матеріалів.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

На сьогодні використання деревини в якості одного з основних конструкційних та будівельних матеріалів має широке розповсюдження завдяки, насамперед, високій екологічності, технологічності, низькій собівартості та безвідходності, а також зовнішньому естетичному вигляду. Слід відмітити, що для більшості конструкцій з деревини, а також при її механічній обробці відбувається вплив постійних або змінних механічних та немеханічних навантажень. До механічних навантажень можна віднести навантаження розтягу, стиску, зсуву, згину та кручення, циклічні та ударні навантаження, їх поєднання та ін. В свою чергу до немеханічних навантажень або полів навантажень можна віднести теплове, магнітне, хімічне, акустичне, електричне та ін. Врахування даних чинників при проектуванні конструкцій з деревини, а також